

テクニカルサービスデータ

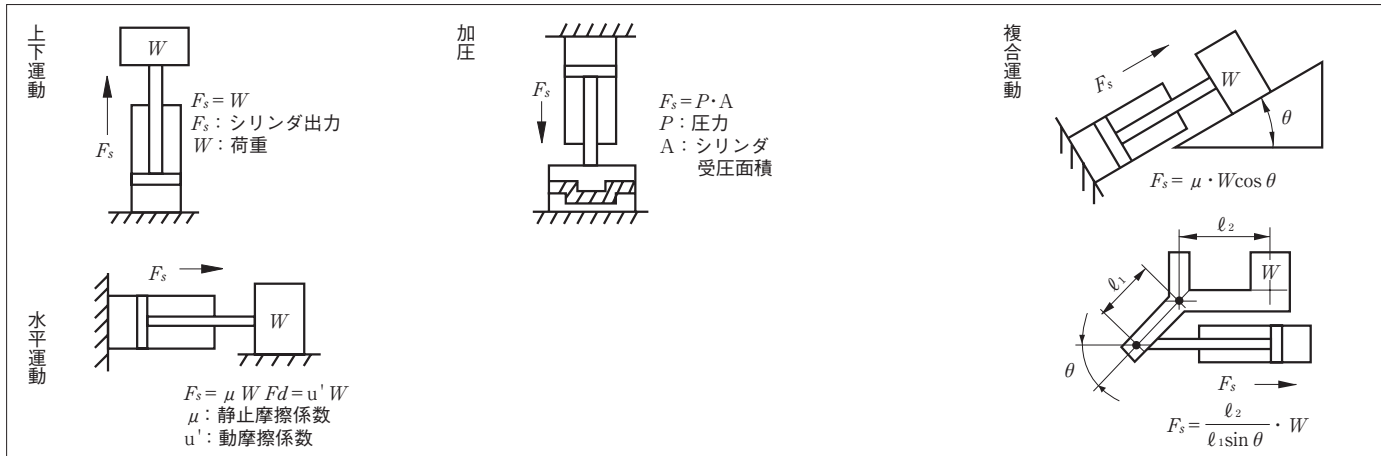
油圧装置の実際計画

油圧ユニットの計画を立てる上で、あらかじめ明確にしておかなければならない機械の仕様とその求め方をまとめているので参考にしてください。

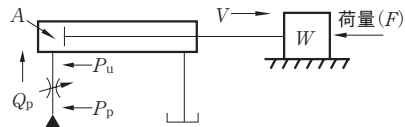
●負荷の解析

一般的な抵抗負荷の場合の解析は、下図の様な計画図を書き、最大出力を求めます。但し、物を動かすには抵抗負荷に加速力が必要となります。

	SI単位系	工学単位系
シリンダに必要な最大出力 F	$F = F_s + f_d$ (N) F_s : 抵抗負荷 (N) f_d : 加速力 (N) $f_d = m a = m \cdot V / t$ (N) m : 質量 (kg) a : 加速度 (m / s^2) t : 加速時間 (s) V : 速度 (m / s)	$F = F_s + f_d$ (kgf) F_s : 抵抗負荷 (kgf) f_d : 加速力 (kgf) $f_d = m a = W / g \cdot V / t$ (kgf) m : 質量 ($kgf \cdot s^2 / m$) a : 加速度 (m / s^2) W : 荷重 (kgf) g : 重力加速度: $9.8m / s^2$ t : 加速時間 (s) V : 速度 (m / s)



●油圧シリンダの計算

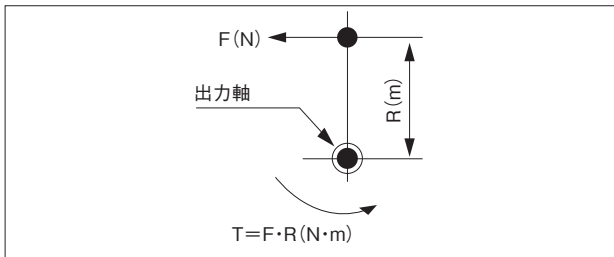


	SI単位系	工学単位系
シリンダ正味必要圧力 P_u	$P_u = F / A \times 10^{-2}$ (MPa) F : 荷重 (N) A : シリンダ受圧面積 (cm^2)	$P_u = F / A$ (kgf / cm^2) F : 荷重 (kgf) A : シリンダ受圧面積 (cm^2)
ポンプ必要圧力 P_p	$P_p = P_u + \Delta P$ (MPa) ΔP : バルブ・配管の圧損 (MPa)	$P_p = P_u + \Delta P$ (kgf / cm^2) ΔP : バルブ・配管の圧損 (kgf / cm^2)
シリンダ正味必要流量 Q_c	$Q_c = A \cdot V \cdot 6$ (L / min) A : シリンダ受圧面積 (cm^2) V : 速度 (m / sec)	
ポンプ必要吐出流量 Q_p	$Q_p = Q_c + q_l$ (L / min) q_l : 損失流量 (L / min) (バルブ、シリンダ等のリーク量)	

テクニカルサービスデータ

●油圧モータの計算

	SI単位系	工学単位系
出力トルク T	$T = \frac{P \cdot q}{2 \cdot \pi} \times \eta t \text{ (N} \cdot \text{m)}$ <p>P : モータ入口・出口の圧力差 (MPa) q : モータの1回転の流入量 (cm³/rev) ηt : モータのトルク効率 (%)</p>	$T = \frac{P \cdot q}{2 \cdot \pi \times 100} \times \eta t \text{ (kgf} \cdot \text{m)}$ <p>P : モータ入口・出口の圧力差 (kgf/cm²) q : モータの1回転の流入量 (cm³/rev) ηt : モータのトルク効率 (%)</p>
軸出力 L	$L = \frac{2 \cdot \pi \cdot N \cdot T}{60000} \text{ (kW)}$ <p>N : 出力軸の回転数 (min⁻¹)</p>	$L = \frac{2 \cdot \pi \cdot N \cdot T}{6120} \text{ (kW)}$ <p>N : 出力軸の回転数 (min⁻¹)</p>

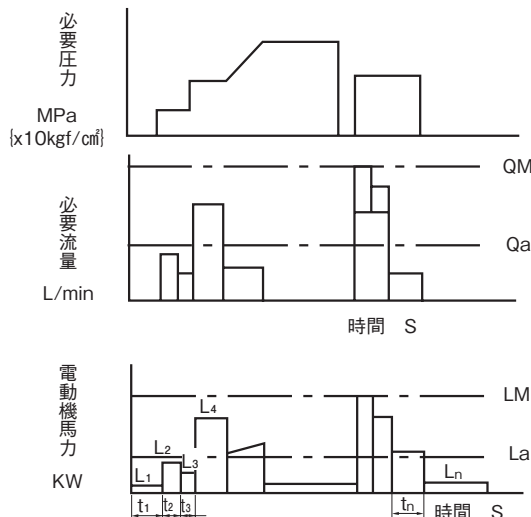
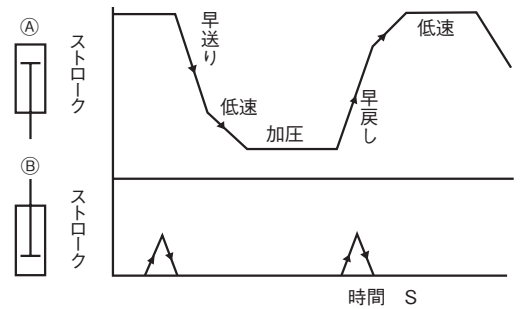


●アキュムレータの計算

アキュムレータの使用目的には、①エネルギーの蓄積 ②衝撃緩衝 ③脈動吸収 ④ショックアブソーバ ⑤カウンタバランス ⑥トランスファーバリア ⑦圧力保持等があります。

○エネルギーの蓄積

一般的によく使用される方法ですが、作動サイクルより必要油量を計算し、ポンプの吐出し量を決めます。ポンプの足りない量をAccで補給し、ポンプを小型化にすることが可能ですが、油を放出すると圧力が下がることや作動サイクル中に十分蓄圧する時間があるかの確認が必要です。作動サイクルより油量表を作り、ポンプの吐出し量を決定します。



必要最大油量 QM

最大必要流量をポンプ単独でカバーすると、大きなポンプ、電動機、オイルタンクなどが必要となります

平均油量 Qa

平均油量を超えている部分は、アキュムレータでカバーすることになります。

最大電動機馬力 LM

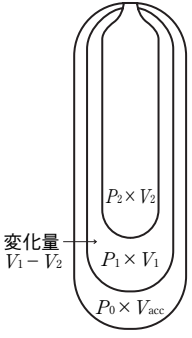
大きな電動機が必要となります。

平均電動機馬力 La

2乗平均法により電動機馬力を検討すると小さくできます。ただし、ピーク時のオーバーロードは、JEC37の規定では、停動トルクが、160% (15秒以内) 以上となっています。

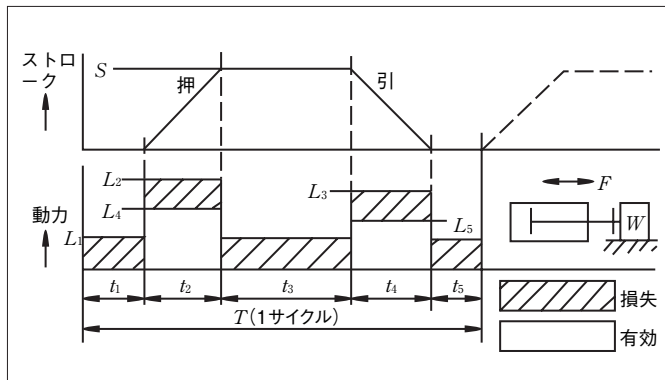
$$La = \sqrt{\frac{(L_1^2 \times t_1) + (L_2^2 \times t_2) + \dots + (L_n^2 \times t_n)}{t_1 + t_2 + \dots + t_n}}$$

テクニカルサービスデータ

	SI単位系	工学単位系
アキュムレータの必要体積 V_{acc} 	$V_{acc} = \frac{V}{\frac{P_0}{P_1} \times \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1} \times \eta_{acc}$ <p> P_0 : ガス封入圧力 (MPa) P_1 : 最低作動圧力 (MPa) P_2 : 最高作動圧力 (MPa) v : $P_2 \rightarrow P_1$ 迄の有効吐出容量 (L) m, n : ポリトロプ指数 (1.4~1.9) η_{acc} : Accの効率 (0.95) </p>	$V_{acc} = \frac{V}{\frac{P_0}{P_1} \times \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1} \times \eta_{acc}$ <p> P_0 : ガス封入圧力 (kgf/cm²) P_1 : 最低作動圧力 (kgf/cm²) P_2 : 最高作動圧力 (kgf/cm²) v : $P_2 \rightarrow P_1$ 迄の有効吐出容量 (L) m, n : ポリトロプ指数 (1.4~1.9) η_{acc} : Accの効率 (0.95) </p>

●熱収支

- 油圧装置の損失動力は全て熱になり、作動油の温度を上昇させ種々のトラブルの原因となるため、作動油の温度を適温 (15~50℃) にコントロールすることが重要な課題です。
温度が60℃を越えると作動油の寿命のみならず生成物により、ポンプ・油圧機器の故障及び寿命低下の原因になります。



	SI単位系	工学単位系
発生熱量 He	$He = 3600 \times (Li - Lu)$ (kJ/h) Li : ポンプの軸入力 (kW) Lu : アクチュエータの有効動力 (kW) L_1 : デッドヘッド (又はアンロード) 時の軸入力 (kW) (ポンプカタログより算出) L_2, L_3 : ポンプ軸入力 $Ln = Pn \cdot Qn / 60 + Ls$ (n) (kW) Pn : 圧力 (MPa) Qn : 流量 (L/min) Ls : 損失馬力 (kW) (ポンプのデータより) L_4, L_5 : 有効仕事 $Ln = Fn \cdot Sn$ Fn : 荷重 (N) Sn : ストローク (m) ポンプの平均軸入力 $Li = (L_1 \cdot t_1 + L_2 \cdot t_2 + \dots + L_1 \cdot t_5) / T$ (kW) 平均有効動力 $Lu = (L_4 + L_5) / 1000T$ (kW) T : 1サイクル時間 (sec)	$He = 860 \times (Li - Lu)$ (kcal/h) Li : ポンプの軸入力 (kW) Lu : アクチュエータの有効動力 (kW) L_1 : デッドヘッド (又はアンロード) 時の軸入力 (kW) (ポンプカタログより算出) L_2, L_3 : ポンプ軸入力 $Ln = Pn \cdot Qn / 612 + Ls$ (n) (kW) Pn : 圧力 (kgf/cm ²) Qn : 流量 (L/min) Ls : 損失馬力 (kW) (ポンプのデータより) L_4, L_5 : 有効仕事 $Ln = Fn \cdot Sn$ Fn : 荷重 (kgf) Sn : ストローク (m) ポンプの平均軸入力 $Li = (L_1 \cdot t_1 + L_2 \cdot t_2 + \dots + L_1 \cdot t_5) / T$ (kW) 平均有効動力 $Lu = (L_4 + L_5) / 102T$ (kW) T : 1サイクル時間 (sec)

テクニカルサービスデータ

	SI単位系	工学単位系
タンク放散熱量 H_o	$H_o = A \cdot K \cdot \Delta T$ (kJ / h) A : タンク表面積 (㎡) K : 伝達係数41.9～62.8 (kJ / h・㎡・℃) ΔT : 油温－雰囲気温度 (℃)	$H_o = A \cdot K \cdot \Delta T$ (kcal / h) A : タンク表面積 (㎡) K : 伝達係数10～15 (kcal / h・㎡・℃) ΔT : 油温－雰囲気温度 (℃)
熱収支 H_c	$H_c = H_e - H_o$ (kW/h) $H_c \leq 0$: クーラ不要 $H_c > 0$: クーラ必要	

○熱収支計算を行う上での注意事項

- ・タンク放散熱量計算のタンク油温は、一般作動油 (R&O) では60℃、水・グリコール系作動油では55℃以内にしてください。
- ・シリンダの有効仕事を算出する場合に、自重負荷で上昇、下降とも同じ荷重、または、上昇は空で、下降時荷重がある場合、有効仕事は零もしくはマイナス仕事 (外部から損失動力を与えられる) となりますので注意が必要です。
- ・フルカットオフ時でも、ドレン量の多いバルブ (減圧弁等) を使用している時は、注意を要します。

●油圧装置計画時の注意

○雰囲気条件

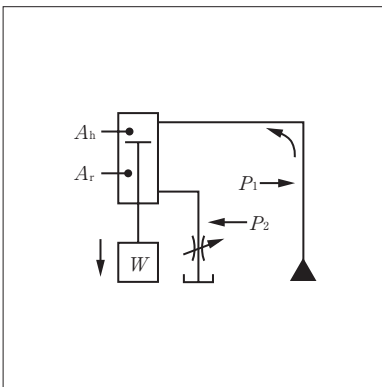
- ・温度 50℃以上 : 熱放散に注意、電気品定格限度
0℃以下 : ポンプ吸込能力限界
- ・湿度 95%以上 : 電気品耐湿度限度
- ・多塵 塵埃の多い場所ではエアブリーザ強化、密閉などの対策が必要です。

○規格・法令

- ・タンク 消防法 : 1ユニット又は同一フロア上の総油量が6000L以上は消防法適用。但し、市条例によりそれ以下でも適用される場合あり。
- ・Acc 高圧ガスの適用要否
- ・規格 JIS、ISO (ねじ)、JEM (電気品)

●油圧回路設計上の注意

○メータアウト絞りの増圧

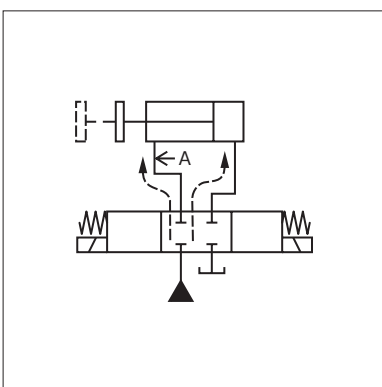


左図のようにメータアウト絞りを使用すると増圧されますが、特にシリンダが下向きで、荷重がぶら下がっている場合、ロッド側の圧力が異常に上昇することがあります。

$$P_2 = (P_1 \cdot A_h + W) / A_r \text{ (MPa } \{ \times 10 \text{kgf} / \text{cm}^2 \})$$

- (対策) ・高圧の機器・配管・ホースを使用
 ・カウンタバランス回路
 ・ヘッド側を減圧

○切換弁のリークによる微速自走



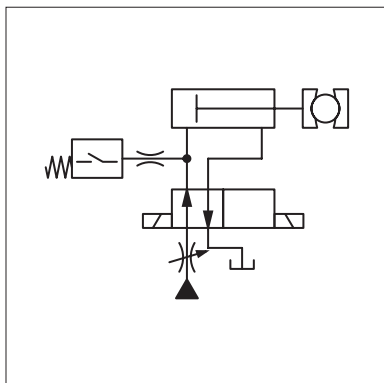
左図のような回路でシリンダの負荷が軽く、かつライン圧力が保持されている場合、切換弁のリークでシリンダが微速で自走することがあります。

- (対策) 左図のA部にパイロットチェック弁を使用する。

テクニカルサービスデータ

●油圧回路設計上の注意

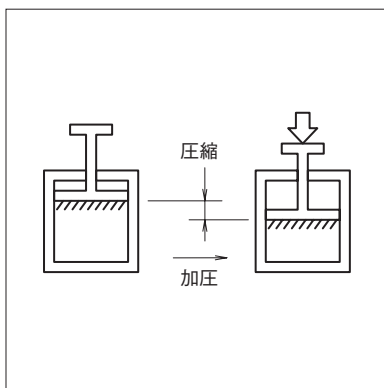
○圧カスイッチの誤動作



左図のような回路で電磁操作弁を励磁すると、サージ圧で圧カスイッチが誤動作することがあります。

- (対策) ・ゲージダンパを絞る
・圧カスイッチにタイマを連動

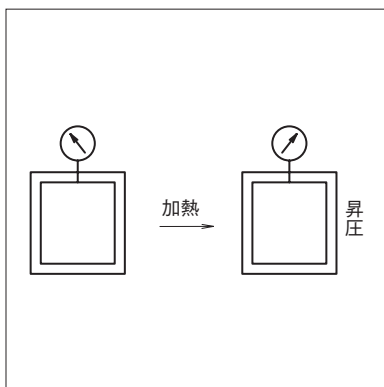
○圧抜きショックレス



作動油は、空気に比べると圧縮は少ないが、20MPa {200kgf/cm²}の圧力をかけると約1%体積が小さくなります。従って急速に電磁操作弁を切り換えると、ショックがでる場合があります。

- (対策) ・電磁操作弁をゆっくり切り換える。
・圧抜き回路を入れる。

○加熱による昇圧 (冷却による降圧)



密閉した容器内の作動油を加熱すると、膨張し圧力が上昇します。逆に冷却すると、収縮し圧力が下がります。1℃変化すると約1MPa {10kgf/cm²} 圧力が変化します。

- (対策) ・安全弁を入れる。
・Accを入れる。

テクニカルサービスデータ

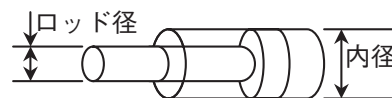
油圧シリンダの選定

前述の「油圧装置の実際計画」で示した計算方法に従い油圧シリンダのサイズ計算を行います。JISを考慮した一般的なシリンダの種類・選定方法について記述します。選定結果の確定にあたっては、必ず当該シリンダメーカーの取扱説明書をご確認ください。

関連JIS規格 JIS B 8367、JIS B 8366

Step1.内径、ロッド径の選択

負荷の解析、油圧シリンダの計算に従って、シリンダの内径とロッド径を計算しますが、下の表に示した一般的なシリンダより選定します。一般的にB形（Bロッド）がよく使われます。



表：一般的なシリンダの内径・ロッド径

シリンダ内径(mm)		32	40	50	63	80	100	125	140	160	180	200	224	250	
ロッド径(mm)	A形	22.4	28	35.5	45	56	71	90	100	112	125	140	160	180	
	B形	18	22.4	28	35.5	45	56	71	80	90	100	112	125	140	
	C形	14	18	22.4	28	35.5	45	56	63	71	80	90	100	112	
受圧面積(cm ²)	押側	8.0	12.6	19.6	31.2	50.3	78.5	122.7	153.9	201.1	254.5	314.2	394.1	490.9	
	引き側	A形	4.1	6.4	9.7	15.3	25.6	38.9	59.1	75.4	102.5	131.8	160.2	193.0	236.4
		B形	5.5	8.6	13.5	21.3	34.4	53.9	83.1	103.7	137.4	175.9	215.6	271.4	336.9
		C形	6.5	10.0	15.7	25.0	40.4	62.6	98.1	122.8	161.5	204.2	250.5	315.5	392.4
速度範囲めやす(mm/sec)		8~400				8~300			8~200						
最大ストロークめやす(mm)		1200			1600			2000							

参考) 上表のシリンダ内径、ロッド径はJIS B 8367と一部異なっています（上表→JIS：22.4→22、35.5→36、71→70、112→110、224→220）が、上表のサイズが一般的です。

<動作速度>

シリンダの動作速度が上の表の速度範囲に入っている事を確認します（最終的には当該シリンダメーカーの取扱説明書をご確認ください）。速すぎたり遅すぎたりすると、摺動部シール材の劣化が進みやすく、内部モレの原因になりますので注意が必要です。範囲外での使用が必要な場合は、摺動部に特別な配慮が必要となります。

<ストローク>

ストロークについては、上の表の最大ストロークの範囲内（最終的には当該シリンダメーカーの取扱説明書をご確認ください）におさまる様に選定し、加えてStep3.で示す座屈計算も実施してください。

<圧力仕様>

シリンダの使用圧力から「呼び圧力」シリーズを選択します。
(呼び圧力の例： 3.5MPa、7MPa、10MPa、14MPa、16MPa、21MPa 等)
シリンダメーカーは呼び圧力毎にシリーズを構成しており、そのシリーズから選定します。

<最低使用圧力>

シリンダは微小な圧力では動作しません（めやす：ヘッド側0.5MPa、ロッド側1MPa必要）ので、シリンダ毎の最低使用（動作）圧力をご確認頂き、その圧力以上でご使用下さい。最低使用圧力は呼び圧力やロッド径、パッキン形状により前記めやすより大きくなる場合もありますので、注意してください。

テクニカルサービスデータ

Step2.支持形式の選択

機械へのシリンダとシリンダ先端の固定方法を確認し、シリンダの支持形式を下の表より選定します。最大長さLの計算にあたっては、先端金具の分も考慮してください。

表：一般的なシリンダの支持形式と先端形態による座屈計算パラメータ 1

支持形式	名称略図	座屈計算パラメータ n: 端末係数 L: 最大長さ		
		$n = 1/4$	$n = 2$	$n = 4$
L A 形	軸直角フート形			
L B 形	軸方向フート形			
F A 形	ロッド側 長方形フランジ形			
F B 形	ヘッド側 長方形フランジ形			
F C 形	ロッド側 正方形フランジ形			
F D 形	ヘッド側 正方形フランジ形			

表：一般的なシリンダの支持形式と先端形態による座屈計算パラメータ 2

支持形式	名称略図	座屈計算パラメータ n: 端末係数 L: 最大長さ
		$n = 1$
C A 形	一山クレビス形	
C B 形	二山クレビス形	
T A 形	ロッド側トランオン形	
T C 形	中間トランオン形	

テクニカルサービスデータ

Step3.座屈計算

シリンダの太さに比較して、シリンダの最大長さが十分に長く、その限界を超える荷重がかかると、シリンダが座屈（力に負けて曲がる）して大きな事故につながる可能性があります。

以下にシリンダの許容荷重を求める手順を示しますが、選定結果の確定にあたっては、必ず当該シリンダメーカーの取扱説明書をご確認下さい。

<計算手順>

- ① ロッドφと支持形式から、前ページの手順に従って最大長さLと端末係数nを求めます。
- ② 細長比λ(=4L/d)を求めます。
- ③ 最大長さが長め（細長比が85√nを超える）の時はオイラーの式を、短めの場合はランキンの式を適用し、座屈荷重Wkを求めます。
- ④ 座屈荷重Wkを安全率で割って、許容荷重Wを求めます。
- ⑤ シリンダ荷重が許容荷重以下に収まっていればOKです。

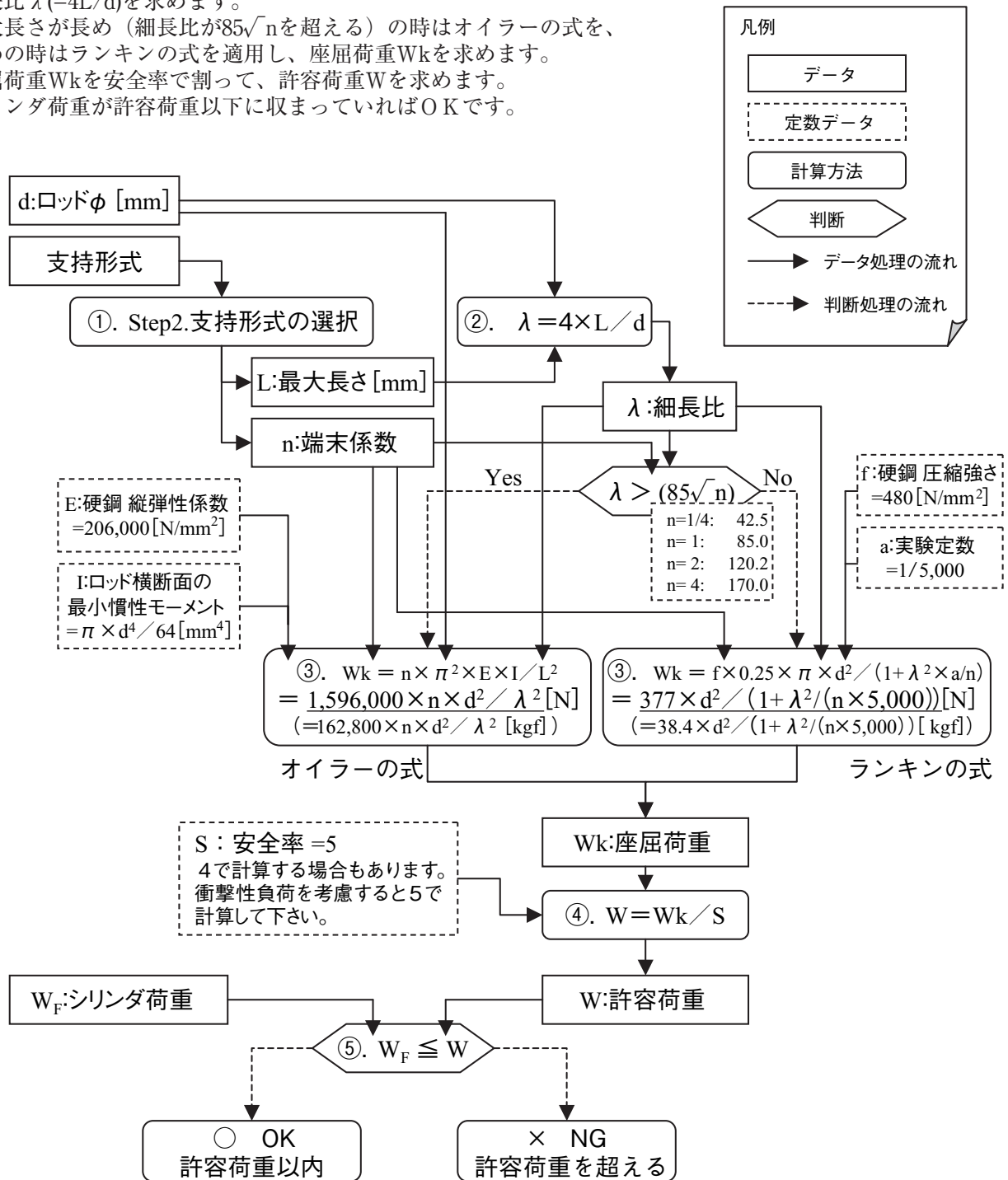


図:座屈計算の流れ

テクニカルサービスデータ

Step4.パッキン材質の選定

作動油を確認し、下の表を参考にして適合するパッキン材質を選定します。

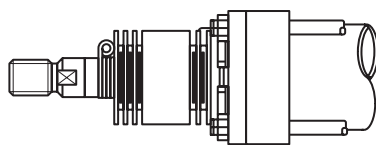
表：一般的な作動油とパッキン材質の適合性

パッキン材質	作動油					
	石油系	水・グリコール系	りん酸エステル系	脂肪酸エステル系	W/Oエマルジョン系	O/Wエマルジョン系
ニトリルゴム	○	○	×	△	○	○
ウレタンゴム	○	×	×	△	△	△
ふっ素ゴム	○	△	○	△	○	○

注) ○：使用可、 ×：使用不可、 △：個別にご確認ください

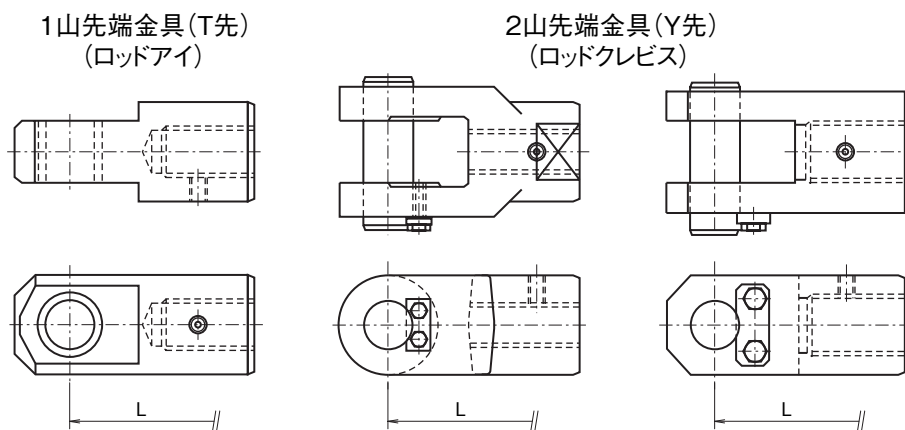
Step5.その他オプションの選定

- クッション
シリンダの前進端／後退端での停止ショックを吸収するクッションを選択できます。
- 防塵カバー
シリンダのロッドを塵埃から保護する防塵カバー（ジャバラ）を選択できます。



図：防塵カバー

- 先端金具
機械への取付形態に合わせて先端金具を選択できます。
先端金具を選択した場合は、座屈計算のL算出に注意してください。



図：先端金具の例

- スイッチ付き
ピストン部分に磁性体を埋め込み、所定位置にピストンが近づいた事を検出するスイッチ付き仕様の用意があります。PLC等で位置を検出して動作タイミングを制御する場合に使用します。

